

Н. Н. ГРИШИН, Б. Ф. ЗАЙЦЕВ, О. К. МОРАЧКОВСКИЙ, Ю. Г. ПАЩЕНКО, А. Г. КАНТОР

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ РОТОРОВ ТУРБОАГРЕГАТА МОЩНОСТЬЮ 1100 МВт

Проведены расчетные исследования критических частот вращения валопровода на податливых опорах в вертикальном и горизонтальном направлениях модернизированного турбоагрегата К-1100-60/1500-2М. Валопровод турбоагрегата составляют сварные роторы турбины, промчасть и ротор генератора. Исследованы вопросы аварийного режима работы роторов при внезапном коротком замыкании в генераторе. Расчеты выполнены с применением программных пакетов, разработанных в ИПМаш НАН Украины, АО «Турбоатом». Результаты расчетов указывают на соответствие прочности валопровода требованиям нормативной документации.

Ключевые слова: прочность, турбоагрегат, короткое замыкание, валопровод, сварной ротор, модернизация.

М. М. ГРИШИН, Б. П. ЗАЙЦЕВ, О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, Ю. Г. ПАЩЕНКО, О. Г. КАНТОР

ДИНАМІКА СИСТЕМИ РОТОРІВ ТУРБОАГРЕГАТУ ПОТУЖНІСТЮ 1100 МВт

Проведено розрахункові дослідження критичних частот обертання валопроводу на податливих опорах в вертикальному і горизонтальному напрямках модернізованого турбоагрегату К-1100-60/1500-2М. Валопровід турбоагрегату складають зварні ротори турбіни, промчастина і ротор генератора. Досліджено питання аварійного режиму роботи роторів при раптовому короткому замиканні в генераторі. Розрахунки виконані із застосуванням програмних пакетів, розроблених в ИПМаш НАН України, АТ «Турбоатом». Результати розрахунків вказують на відповідність міцності валопроводу вимогам нормативної документації.

Ключові слова: міцність, турбоагрегат, коротке замикання, валопровід, зварний ротор, модернізація.

M. HRYSHYN, B. ZAYTSEV, O. MORACHKOVSKYY, YU. PASHCHENKO, O. KANTOR

THE DYNAMICS OF A ROTOR SYSTEM OF A 1100 MW TURBINE UNIT

The calculations data of the critical rotational speeds of the shaft line on yielding supports with the support yield in the vertical and horizontal directions of the modernized turbine unit K-1000-60/1500-2 (after modernization, the turbine unit type is designated as K-1100-60/1500-2M) have been presented. 1000 MW turbine units comprising a high-pressure cylinder and three low-pressure cylinders have been in operation at nuclear power plants since 1984. The design models of shafting are based on technical and improved theories of variable cross-section rods on elastic-damper supports, taking into account the coupling of vibrations in two planes, inertia of rotation, gyroscopic moments and aerodynamic forces on the disks. Additionally, the stress condition of the most dangerous sections of welded rotors has been investigated in case of a sudden short circuit in the generator. The conditions of the shafting for the cases of two- and three-phase short circuits were considered. The calculations of the critical rotational speeds of the shaft line and of the strength of the rotors in case of a short circuit were performed using software packages developed in the IPMash of the NAS of Ukraine, Joint-Stock Corporation "Turboatom". The calculation data show that no dangerous resonance vibrations of the shaft line of the upgraded K-1100-60/1500-2M turbine unit are detected and the strength of the shaft line in case of a sudden short circuit in the generator is in conformity with the requirements of regulatory and technical documents.

Key words: strength, turbine unit, short circuit, shafting, welded rotor, modernization.

Введение

В рамках Программы участия в поставках оборудования для АЭС Украины АО «Турбоатом» в течение 2018–2022 годов выполнит, с учетом опыта модернизации и выполнения современных разработок [1, 2], модернизацию проточных частей цилиндров высокого и низкого давлений турбин К-1000-60/1500-2. В результате модернизации ожидается прибавка мощности каждого турбоагрегата от 10 до 50 МВт в зависимости от объема модернизации проточных частей цилиндров высокого и низкого давлений и величины форсирования мощности реактора.

Подобную модернизацию предполагается выполнить на АЭС Болгарии. В настоящее время в АО «Турбоатом» практически закончена подготовительная работа по обеспечению выполнения данной модернизации. Выполнены расчеты на прочность модернизированных узлов, в том числе роторов турбины, которые вместе с ротором генератора составляют валопровод турбоагрегата.

Цель работы

Цель работы – определение амплитудно-частотных характеристик и динамической прочности при внезапном коротком замыкании в генераторе валопровода турбоагрегата К-1100-60/1500-2М.

Методики и результаты исследований

Валопровод турбоагрегата К-1100-60/1500-2М (маркировка после модернизации) состоит из сварного ротора цилиндра высокого давления (ВД), трех сварных роторов цилиндров низкого давления (НД), промчасть и ротора генератора. Сварной ротор ВД – двухпоточный, в каждом потоке установлено по семь рядов рабочих лопаток с цельнофрезерованными бандажами. При модернизации заменяются рабочие лопатки первой ступени или лопатки всех ступеней в зависимости от вида модернизации. Сварные роторы НД – двухпоточные, в каждом потоке установлено также по

семь рядов рабочих лопаток. При модернизации устанавливаются рабочие лопатки четвертых и пятых ступеней новой конструкции.

В программных комплексах для расчетов динамики роторов реализованы методы и алгоритмы, представленные в нормативных документах и работах ИПМаш НАН Украины, АО «Турбоатом», ОАО «НПО ЦКТИ» [3–5]. Расчеты свободных и вынужденных изгибных установившихся колебаний роторов реализованы для динамических моделей в виде многопролетных стержневых систем с переменными по пролетам массой и жесткостью, в которых опорные узлы, диски, внешние сосредоточенные силы и моменты, аэродинамические силы ротора отнесены к границам пролетов. Движение ротора описывается уравнениями технической и уточненной теории колебаний стержней [6], учитывающих инерцию поворотов жестких дисков, связанность колебаний в двух перпендикулярных плоскостях Oxz , Oyz , обусловленную влиянием упруго-демпферных связей со стороны опорных элементов и масляного слоя, гироскопическими моментами и аэродинамическими силами на дисках. Внешняя моногармоническая нагрузка принимается заданной в виде приложенных к ротору сил и моментов.

Как показано в [3], решение задач динамики роторов для k -го участка изогнутой оси стержневого элемента ротора представляется рекуррентными соотношениями, связывающими амплитудные значения линейных $u_{qk}^{(0)}$, $u_{qk}^{(1)}$ и угловых $\varphi_{qk}^{(0)}$, $\varphi_{qk}^{(1)}$ перемещений в плоскостях Oxz , Oyz на левом (0) и правом (1) краях участка, в следующем виде:

$$u_{qk}^{(0)} = \sum_p (a'_{qpk} u_{pk}^{(1)} + b'_{qpk} \varphi_{pk}^{(1)}) + c'_{qk}, \quad (1)$$

$$\varphi_{qk}^{(0)} = \sum_p (a''_{qpk} u_{pk}^{(1)} + b''_{qpk} \varphi_{pk}^{(1)}), \quad (2)$$

где q, p – индексы, принимающие значения x, y ;

a'_{qpk} , a''_{qpk} , b'_{qpk} , b''_{qpk} , c'_{qk} – коэффициенты исходной системы уравнений, которые по приведенным в [3] зависимостям выражаются через физико-механические и геометрические параметры ротора, круговую частоту колебаний и четыре независимые функции, принятые для аппроксимации перемещений на участке ротора.

Перемещения в узлах оси ротора находятся по рекуррентным зависимостям с использованием условий сопряжения участков:

$$u_{q(k-1)}^{(1)} = u_{qk}^{(0)}, \quad \varphi_{qk}^{(0)} = \frac{l_k}{l_{k-1}} \varphi_{q(k-1)}^{(1)},$$

$$\bar{M}_{q(k-1)}^{(1)} - \bar{M}_{qk}^{(0)} + \bar{M}_{qk}^n + \bar{M}_{qk}^r = M_{qk}^a \exp(i\omega t), \quad (3)$$

$$\bar{Q}_{qk-1}^{(1)} - \bar{Q}_{qk}^{(0)} + \bar{Q}_{qk}^n + \bar{Q}_{qk}^{a3} + \bar{Q}_{qk}^{op} = P_{qk}^a \exp(i\omega t),$$

где $\bar{M}_{qk}^{(1)}$, $\bar{M}_{qk}^{(0)}$, $\bar{Q}_{qk}^{(1)}$, $\bar{Q}_{qk}^{(0)}$ – изгибающие моменты и перерезывающие силы в сечениях ротора;

M_{qk}^n , M_{qk}^r , Q_{qk}^n , Q_{qk}^{a3} , Q_{qk}^{op} – инерционные и гироскопические моменты дисков, поперечные инерционные, аэродинамические и опорные силы, действующие на ротор;

M_{qk}^A , P_{qk}^A – амплитуды внешних моментов и поперечных сил, приложенных к ротору.

В расчетах вынужденных изгибных установившихся колебаний роторов, возбуждаемых дисбалансом или заданными внешними силами, частота ω в представленных зависимостях полагается равной частоте изменяющихся периодически вынуждающих сил и моментов ω_b . Для расчета критических частот вращения ротора отношение ω_b/ω в случае прямой синхронной прецессии полагается $\omega_b/\omega = 1$, а в случае обратной синхронной прецессии полагается $\omega_b/\omega = -1$. Собственная частота колебаний ротора в одной плоскости определяется как значение ω , при которой определитель разрешающей системы уравнений, построенной без учета демпфирования, обращается в ноль [3].

Расчеты тестовых задач с использованием программной разработки, реализующей представленный выше алгоритм, показали удовлетворительное соответствие известным в литературе решениям. Исследована сходимость параметров вынужденных колебаний в зависимости от дискретизации по длине ротора на примере валопровода длиной 80 м, постоянного поперечного сечения с изгибной жесткостью $EI = 0,78 \text{ Гн/м}^2$, который расположен на двух опорах с жесткостью каждой 4,9 Гн/м. Расчеты показали, что с увеличением числа участков разбиения ротора от 10 до 400 изменение расчетных амплитуд вынужденных колебаний составляет менее 0,001 %.

Для оценки опасности резонансных колебаний выполнена серия расчетов критических скоростей вращения валопровода турбоагрегата К-1100-60/1500-2М (рис. 1) на жестких и податливых опорах, как без учета, так и с учетом масляного слоя опорных подшипников.

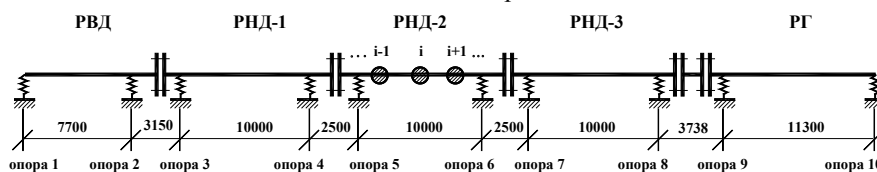


Рис. 1 – Расчетная схема валопровода турбоагрегата К-1100-60/1500-2М:

РВД – ротор высокого давления; РНД – ротор низкого давления; РГ – ротор генератора

Валопровод заменяется невесомой балкой на упруго-демпферных опорах, несущей сосредоточенные массы, как представлено на рис. 1. В расчете использованы безразмерные коэффициенты жесткости и демпфирования, рассчитанные по программе. Границы расчетных участков располагались на опорах и в местах изменения диаметра роторов.

Исходные данные по турбинам, включая линейные размеры, массы, приведенные осевые моменты инерции и изгибные жесткости расчетных участков валопровода подготовлены по специально разработанной программе в АО «Турбоатом». Использованы также данные ПАО «Силовые машины-Электросила», относящиеся к генератору ТВВ-1000-4. Важным обстоятельством, существенно влияющим на достоверность получаемых результатов, является полнота вносимых в расчетную модель данных. В случае отсутствия экспериментальных данных по динамическим податливостям опор можно, с учетом опыта проектирования и эксплуатации турбоагрегатов, рекомендовать для расчетов значения податливостей опор в диапазоне $(1-4) \cdot 10^{-10}$ м/Н – для турбоагрегата со скоростью вращения валопровода 1500 об/мин.

Результаты расчетов критических скоростей вращения, представленные на рис. 2–6, указывают на отсутствие опасных резонансных колебаний валопроводов турбогенераторов К-1100-60/1500-2М, что нашло подтверждение в эксплуатации.

Предметом исследования были также вопросы аварийного режима работы роторов при внезапном коротком замыкании (ВКЗ) в генераторе. В режиме ВКЗ возникает внешний переменный электромагнитный скручивающий момент $M_{КЗ}^0$, который действует на ротор генератора и вызывает крутильные колебания валопровода. В расчетах для разных случаев ВКЗ принимались следующие аппроксимации $M_{КЗ}^0$

$$M_{КЗ}^0 = M_n(\alpha_0 + \alpha_1 \sin \omega t + \alpha_2 \sin 2\omega t) \quad (4)$$

при 2-х фазном коротком замыкании и

$$M_{КЗ}^0 = M_n(\alpha_0 + \alpha_1 \sin \omega t) \quad (5)$$

при 3-х фазном коротком замыкании.

В формулах (4), (5) обозначено:

ω – частота колебаний, равная 314 рад/с при частоте электрической сети 50 Гц;

M_n – номинальный крутящий момент;

$\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ – безразмерные коэффициенты, подлежащие конкретизации для вычислений.

Система роторов турбины и генератора образует валопровод большой длины (около 60 м) и сложной формы. Эквивалентная ей система представлялась упругим невесомым валопроводом, несущим сосредоточенные массы (рис. 7).

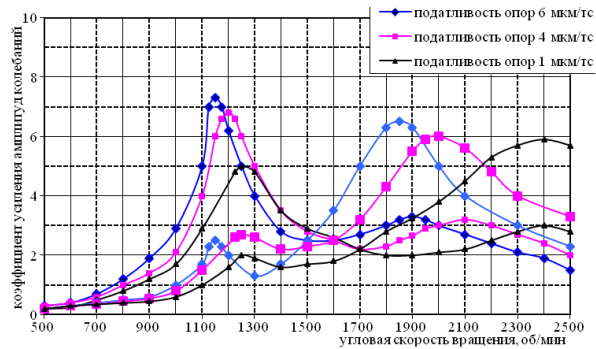


Рис. 2 – Коэффициенты усиления амплитуд колебаний середины пролета РВД

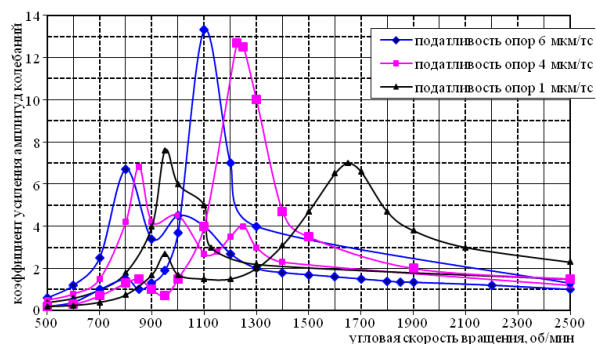


Рис. 3 – Коэффициенты усиления амплитуд колебаний середины пролета РНД-1

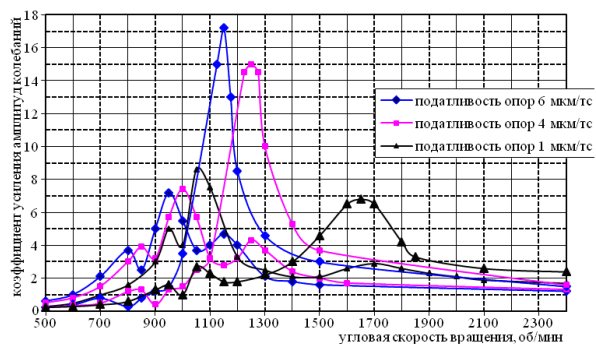


Рис. 4 – Коэффициенты усиления амплитуд колебаний середины пролета РНД-2

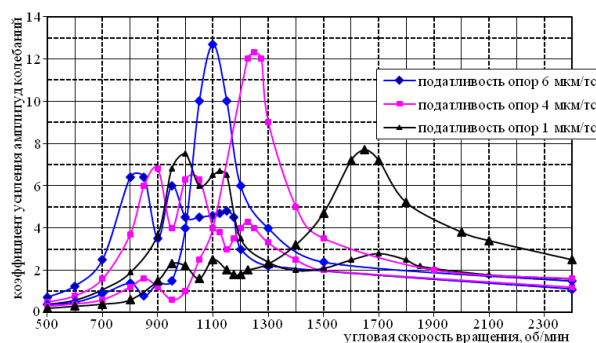


Рис. 5 – Коэффициенты усиления амплитуд колебаний середины пролета РНД-3

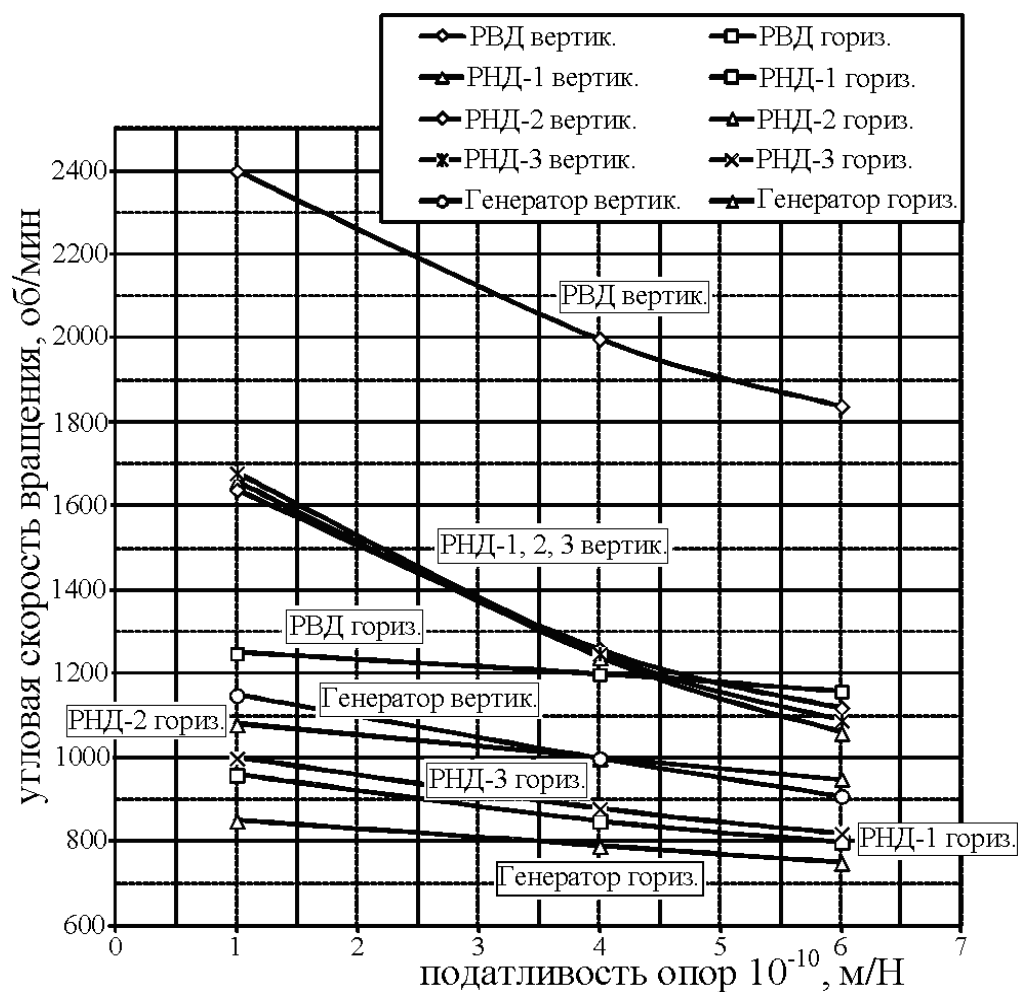


Рис. 6 – Зависимость критических скоростей вращения валопровода от податливостей опор турбины: обозначения см. рис. 1

Как видно из формул (4), (5), момент ВКЗ генератора состоит из суммы постоянной составляющей и двух гармоник при двухфазном или одной гармонике при трехфазном коротком замыкании, что вызывает крутильные колебания и появление переменных напряжений кручения в валопроводе.

Коэффициенты уравнений (4), (5) в расчетах приняты согласно данным ПАО «Силовые машины-Электросила». Крутильные колебания валопровода системы определяются значениями моментов инерции масс относительно оси участков вала – J_i и крутильной податливостью $e_i = \frac{l_i}{G_i I_i^P}$

участков валопровода с жесткостью сечения на кручение $c_i = G_i I_i^P$. Расчеты валопроводов турбоагрегатов на ВКЗ выполнены с использованием программной разработки ИПМаш НАН Украины. Исходные данные, включающие массоинерционные характеристики участков роторов с рабочими лопатками постоянного и переменного сечения, крутильные податливости участков, рассчитаны по специально разработанной в

АО «Турбоатом» компьютерной программе.

Суммарный момент, в результате действия которого валопровод скручивается, складывается из номинального момента, обусловленного передачей рабочего крутящего момента, и динамических моментов, возникающих при крутильных колебаниях

$$M_{кз} = M_n + M_{кз}^0. \quad (6)$$

При определении запасов прочности в наиболее нагруженных сечениях шеек роторов в расчетах использовано значение суммарного момента.

Предельный крутящий момент для вала круглого сечения определяется формулой

$$M_{пр} = \frac{2\pi}{3} R^3 (1 - \alpha^3) \tau_s, \quad (7)$$

где R – наружный радиус сечения вала;

α – отношение внутреннего к наружному радиусу сечения вала;

τ_s – предел текучести при кручении.

При оценке прочности валопровода по максимальным касательным напряжениям предельными считаются касательные напряжения τ_{max} ,

при которых начинается пластическая деформация материала валопровода. Условие прочности при этом приобретает вид $\tau_{\max} \leq \tau_s$.

На рис. 8 для турбины К-1100-60/1500-2М приведены расчетные данные об изменении во времени скручивающих моментов в характерных, наиболее нагруженных участках со стороны генератора сечениях валопроводов – шейках роторов под опорные подшипники.

Запасы прочности по пределу текучести материала на срез с использованием критерия максимальных касательных напряжений, определены для максимального режима при кручении от передаваемого роторами крутящего момента. Прочность валопровода при ВКЗ соответствует требованиям, устанавливаемым нормативной документацией.

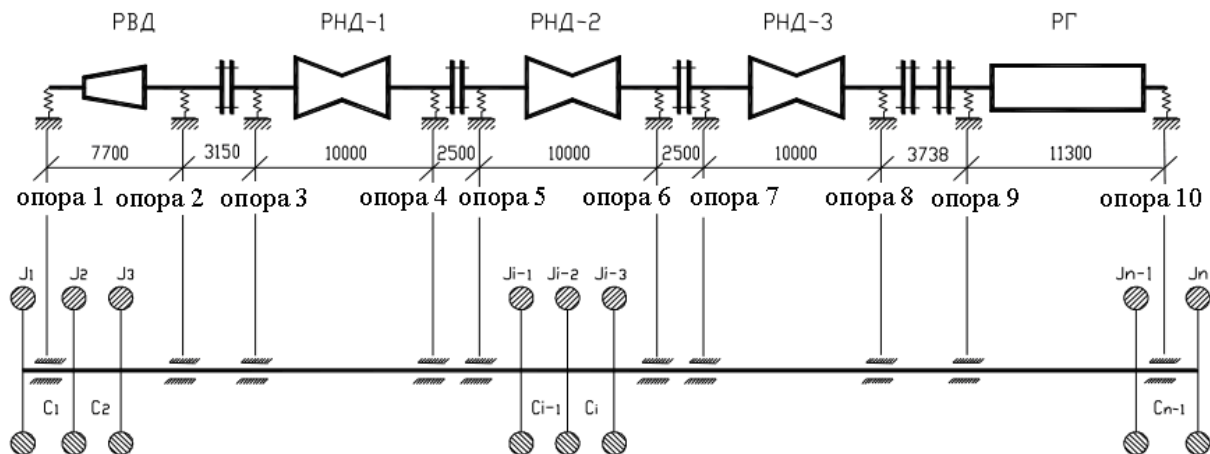


Рис. 7 – Расчетная схема валопровода турбоагрегата: обозначения см. рис. 1

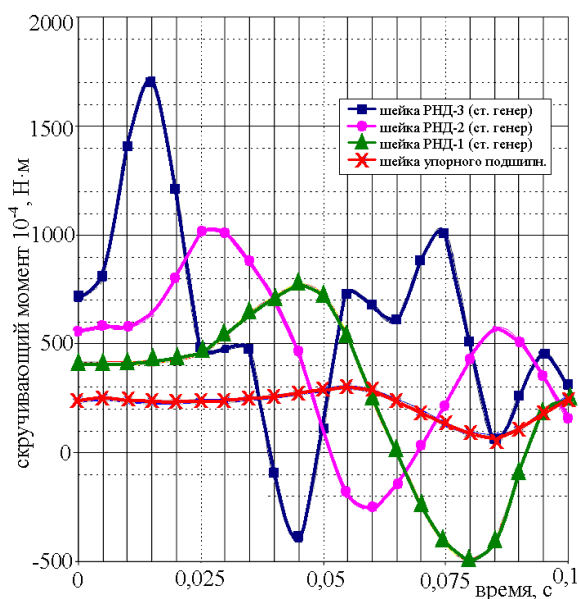


Рис. 8 – Изменение скручивающего момента во времени в характерных сечениях валопровода турбины

Выводы

Построены расчетные модели валопровода модернизированного турбоагрегата К-1100-60/1500-2М, который состоит из сварного ротора цилиндра высокого давления, трех сварных роторов цилиндров низкого давления, промчасти и ро-

тора генератора. Выполнены расчетные исследования критических частот вращения валопровода на податливых в вертикальном и горизонтальном направлениях опорах и динамической прочности валопровода при внезапном коротком замыкании в генераторе.

Результаты расчетов указывают на отсутствие опасных резонансных колебаний валопровода и на соответствие прочности валопровода при внезапном коротком замыкании в генераторе требованиям нормативно-технической документации, что позволяет сделать вывод об обеспечении конструкционной прочности валопровода при его дальнейшей эксплуатации после модернизации.

Данные расчетов критических частот вращения могут быть уточнены при коррекции данных по динамическим податливостям опор, полученных экспериментально.

Список литературы

1. Суботін В. Г., Левченко Є. В., Швецов В. Л., Шубенко О. Л., Тарелін А. О., Суботович В. П., Туранов Г. Ю., Нагорський О. М., Данилюк І. П., Борисов М. А. *Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт*. Харків: Фолио, 2009. 256 с.
2. Суботін В. Г., Левченко Є. В., Швецов В. Л., Галацан В. Н., Кожешкурт І. І. Повышение эффективности турбинных установок тепловых электростанций. *Теплоэнергетика*. 2009. № 9. С. 50–54.
3. Всесоюзный НИИ по нормализации в машиностроении. *Расчеты и испытания на прочность. Методы и алгоритмы расчета на ЭВМ свободных и вынужденных колебаний многопролетных роторов на упруго-демпферных опорах*.

- Методические рекомендации МР 220-87. ИПМаш АН УССР. Москва: ВНИИНАШ, 1987. 62 с.*
4. Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического машиностроения им. И.И.Ползунова. Агрегаты паротурбинные и газотурбинные. Расчет критических частот валопровода. Руководящий технический материал РТМ 108.020.21-83. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1983. 28 с.
 5. Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического машиностроения им. И.И.Ползунова. Расчет валопровода турбоагрегата на внезапное короткое замыкание. Руководящий технический материал РТМ 108.021.13-83. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1984. 31 с.
 6. Вибрация в технике: Справочник в 6-ти т. – т.1 Колебания линейных систем. Москва: Машиностроение, 1978. 352 с.
- References (transliterated)**
1. Subotin V. G., Levchenko Ye. V., Shvetsov V. L., Shubenko O. L., Tarelin A. O., Subotovich V. P., Turanov H. Yu., Nahorskyi O. M., Danylyuk I. P., Borysov M. A. (2009), *Stvorenniya parovykh turbin novoho pokolinnya potuzhnistyu 325 MVt* [Development of 325 MW New Generation Steam Turbines], Folio, Kharkiv, Ukraine.
 2. Subotin V. G., Levchenko Ye. V., Shvetsov V. L., Galatsan V. N., Kozheshkurt I. I. (2009), "Povyshenie effektivnosti turbinnykh ustanovok teplovykh elektrostantsiy [Improving the Efficiency of Turbine Units of Thermal Power Plants]", *Teplotekhnika* [Power system], no. 9, pp. 50–54.
 3. (1987), *Vsesoyuznyy NII po normalizatsii v mashinostroyeni. Raschety i ispytaniya na prochnost'. Metody i algoritmy rascheta na EVM svobodnykh i vyzhdenykh kolebani mnogoproletnykh rotorov na uprugodempfernykh oprakh. Metodicheskie rekomendatsii MR 220-87. IPMash AN USSR* [All-Union Research Institute for Normalization in Machine Building. Calculations and strength tests. Methods and algorithms for calculating the free and forced vibrations of multi-span rotors on elastic-damper supports using a computer. Methodical recommendations MR 220-87. IPMash of the NAS of Ukraine], VNIINMASH, Moscow, USSR.
 4. (1983), *Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie po issledovaniyu i proektirovaniyu energeticheskogo mashinostroyeniya im. I. I. Polzunova. Agregaty paroturbinnye i gazoturbinnye. Raschet kriticheskikh chastot valoprovoda. Rukovodyashchiy tekhnicheskyy material RTM 108.020.21-83* [I. I. Polzunov Scientific and Production Association for Research and Design of Power Engineering Equipment. Steam- and gas-turbine units. Calculation of the critical frequencies of the shaft-line. Technical Guidelines RTM 108.020.21-83], NPO CKTI, [Scientific Production Association Central Kotloturbin Institute], Leningrad, USSR.
 5. (1984), *Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie po issledovaniyu i proektirovaniyu energeticheskogo mashinostroyeniya im. I. I. Polzunova. Raschet valoprovoda turboagregata na vnezapnoe korotkoe zamykanie. Rukovodyashchiy tekhnicheskyy material RTM 108.021.13-83* [I. I. Polzunov Scientific and Production Association for Research and Design of Power Engineering Equipment. Calculation of the shaft-line of the turbine unit for a sudden short circuit. Technical Guidelines RTM 108.021.13-83], NPO CKTI, [Scientific Production Association Central Kotloturbin Institute], Leningrad, USSR.
 6. (1978), *Vibratsiya v tekhnike: Spravochnik v 6-ti t. – t.1 Kolebaniya lineynykh sistem* [Vibrations in technology. A reference book in 6 volumes. Vol. 1. Oscillations of linear systems], Mashinostroyeniye, Moscow.

Поступила (received) 20.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гришин Микола Миколайович (Гришин Николай Николаевич, Hryshyn Mykola) – кандидат технічних наук, перший заступник головного конструктора парових турбін, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Зайцев Борис Пилипович (Зайцев Борис Филиппович, Zaytsev Borys) – доктор технічних наук, провідний науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна, e-mail: b.zaitsev@gmail.com.

Морачковський Олег Костянтинович (Морачковский Олег Константинович, Morachkovskyy Oleg) – доктор технічних наук, завідувач кафедри теоретичної механіки, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: morachko@kpi.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5466-5110>.

Пащенко Юрій Григорович (Пащенко Юрий Григорьевич, Paschenko Yuriy) – заступник головного інженера – головний технолог, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Кантор Олександр Геннадійович (Кантор Александр Геннадиевич, Kantor Oleksandr) – начальник технологічного бюро з розвитку зварювального виробництва, Акціонерне товариство «Турбоатом», м. Харків, Україна, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.